

УПРАВЛЯЕМАЯ СИСТЕМА ГАЗОТУРБИННОГО НАДДУВА СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С ДИЗЕЛЬНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

Д. С. Агафонов,

адъюнкт

В. Ю. Усиков,

канд. техн. наук,

С. Ю. Шелпаков,

адъюнкт

Омский автобронетанковый инженерный институт, Омск

Аннотация. В статье представлено краткое исследование динамики разгона вала турбокомпрессора при работе силовой установки с дизельным двигателем на переходных режимах работы. По результатам исследования предложено техническое решение по улучшению воздухообеспечения дизельного двигателя на переходных режимах работы.

Ключевые слова: турбонаддув, турбокомпрессор, гибридный наддув, дизельный двигатель.

CONTROLLED GAS TURBINE SUPERCHARGING SYSTEM OF A POWER PLANT WITH A DIESEL ENGINE

Abstract. The article presents a brief research of the dynamics of the acceleration of the turbocharger shaft when operating a power plant with a diesel engine in transient operating modes. Based on the results of the research, a technical solution was proposed to improve the air supply of a diesel engine in transient operating modes.

Keywords: turbocharged, turbocharger, hybrid supercharging, diesel engine.

В настоящее время в военной автомобильной и бронетанковой технике широко используются дизельные силовые установки с газотурбинным наддувом. Это обусловлено повышенными требованиями к силовым установкам по мощностным, экономическим и экологическим показателям, в связи с чем повышаются требования и к самим системам наддува, а именно повышение эффективных показателей турбокомпрессора, повышение напорных показателей компрессора и мощностных показателей турбины [1].

Известно, что дизельные силовые установки в условиях эксплуатации большую часть времени работают на неустановившихся режимах работы. Проведенные исследования свидетельствуют о том, что увеличение степени форсирования дизельного двигателя с турбокомпрессором снижает показатели приемистости на переходных режимах работы [2].

В турбокомпрессоре для привода компрессора используется энергия отработавших газов, которая, поступая из цилиндров двигателя на рабочее колесо турбины, преобразуется в механическую энергию, обеспечивая вращение ротора турбокомпрессора. При этом, одной стороны, энергия

отработавших газов используется для снабжения двигателя свежим зарядом воздуха. С другой — на переходных режимах работы и на низких угловых скоростях коленчатого вала энергии отработавших газов недостаточно для обеспечения качественного воздухообеспечения цилиндров двигателя, чем и обусловлены основные недостатки газотурбинного наддува.

Целью исследования является анализ особенностей работы турбокомпрессора и разработка технического решения по улучшению приемистости двигателя с газотурбинным наддувом.

Известно, что разгон ротора турбокомпрессора оказывает влияние на приемистость двигателя в целом. Динамика разгона турбокомпрессора оценивается с помощью уравнения, основанного на втором законе Ньютона [3]:

$$\Delta M_{TK} = J_{TK} \frac{d\omega}{d\tau}, \quad (1)$$

где J_{TK} — момент инерции турбокомпрессора, M_{TK} — изменение крутящего момента турбокомпрессора, ω — частота вращения вала турбокомпрессора.

В работе [4] автор вводит понятие показателя разгона турбокомпрессора, определяемого по уравнению:

$$B = \frac{J_{TK} \omega^2}{G_K L_{Kад}}, \quad (2)$$

где B — показатель разгона ротора турбокомпрессора; G_K — массовый расход воздуха, кг/с; $L_{Kад}$ — адиабатическая работа компрессора, Дж.

Увеличение показателя B приводит к ухудшению приемистости двигателя. Из уравнения видно, что есть два пути уменьшения показателя B : увеличение значения показателей знаменателя и уменьшение значения показателей числителя. Наиболее целесообразным путем уменьшения показателя разгона турбокомпрессора B является снижение инерции ротора турбокомпрессора J_{TK} . Инерция J_{TK} состоит из моментов инерции составных частей ротора турбокомпрессора:

$$J_{TK} = J_T + J_K + J_B, \quad (3)$$

где J_T — момент инерции турбины; J_K — момент инерции компрессора; J_B — момент инерции вала турбокомпрессора.

Формула показывает, что снизить момент инерции турбокомпрессора J_{TK} , помимо применения облегченных материалов для изготовления рабочих колес и вала турбокомпрессора или путем уменьшения диаметра рабочих колес, также можно снизить с помощью разделения вала турбокомпрессора на две составные части механизмом разделения вала турбокомпрессора.

Данное предложение было положено в основу разработанного технического решения, схема которого представлена на рис. 1.

В разработанной модели турбокомпрессора имеется механизм размыкания вала, выполненный в виде муфты свободного хода, в выпускном коллекторе двигателя установлена заслонка отвода отработавших газов, которая на первых циклах переходного процесса перенаправляет поток отработавших газов в канал отвода отработавших газов. Электрический двигатель через редуктор и механическую передачу связан с рабочим колесом компрессора. Общее управление работой системой наддува осуществляет электронный блок управления, электрически связанный с накопителем электрической энергии и датчиком положения педали акселератора.

После увеличения цикловой подачи топлива двигатель работает в переходном режиме, при

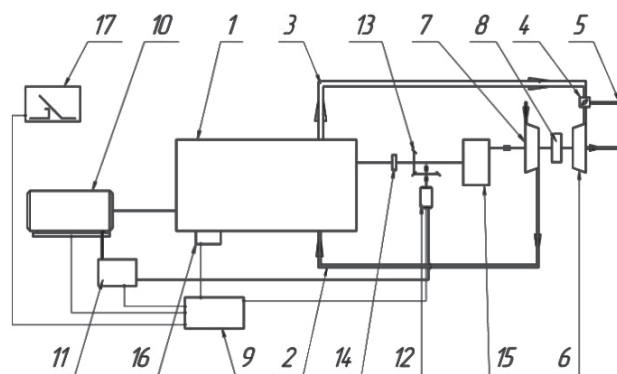


Рис. 1. Схема управляемой системы наддува дизельного двигателя с устройством размыкания вала турбокомпрессора:

1 — дизельный двигатель; 2 — впускной коллектор; 3 — выпускной коллектор; 4 — заслонка отвода отработавших газов; 5 — канал отвода отработавших газов; 6 — турбина; 7 — компрессор; 8 — механизм размыкания; 9 — электронный блок управления; 10 — генератор; 11 — накопитель энергии; 12 — электродвигатель; 13 — редуктор; 14 — обгонная муфта; 15 — механическая передача; 16 — датчик вращения коленчатого вала; 17 — датчик положения педали акселератора

этом электронный блок управления 9 переводит накопитель электрической энергии 11 в режим передачи электрической энергии электродвигателю 12, который через редуктор 13 и механическую передачу 15 раскручивает компрессор 7. Механизм размыкания вала турбокомпрессора 8, выполненный в виде муфты свободного хода, прерывает передачу крутящего момента на рабочее колесо турбины 6, благодаря чему снижается инерционность турбокомпрессора. В это же время открывается заслонка отвода отработавших газов 4 и перенаправляет отработавшие газы через канал отвода отработавших газов 5 мимо турбины, что способствует снижению гидравлического сопротивления выхлопной системы. Данное техническое решение позволит увеличить приемистость дизельного двигателя.

Таким образом, в результате проведенного исследования можно сделать вывод, что снижение инерционности турбокомпрессора способствует улучшению его динамических характеристик. Предложенное техническое решение, имеющее в своей конструкции электродвигатель, механизм размыкания турбокомпрессора и канал отвода отработавших газов, позволяет улучшить процесс воздухообеспечения дизельного двигателя на переходных режимах работы, тем самым способствуя повышению приемистости дизельного двигателя с газотурбинным наддувом, и, как следствие, улучшить основные показатели по подвижности военной гусеничной машины.

Список литературы

1. *Лазарев А. В.* Улучшение характеристик автомобильного двигателя при помощи агрегата наддува с обратной электрической машины : дис. ... канд. техн. наук. М. : МПУ, 2018. 117 с.
2. *Тимошенко Д. В.* Исследование и улучшение динамических качеств переходных режимов работы комбинированных двигателей внутреннего сгорания : дис. ... канд. техн. наук. Хабаровск : ХГТУ, 2003. 196 с.
3. Турбокомпрессоры для наддува дизелей : справ. пособие / Б. П. Байков и др. Л. : Машиностроение, 1975. 200 с.
4. *Циннер К.* Наддув двигателей внутреннего сгорания. Л. : Машиностроение, 1975. 254 с.